

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання розділу
«Розрахунково-конструктивна частина» магістерських робіт

«ВІБРОЗАХИСТ БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ»

*(для студентів усіх форм навчання спеціальності
192 – Будівництво та цивільна інженерія)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2019

Методичні рекомендації до виконання розділу «Розрахунково-конструктивна частина» магістерських робіт «Віброізоляція будівельних конструкцій» (для студентів усіх форм навчання спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія) / Харків. нац. ун-т міск. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. Є. Г. Стоянов. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2019. – 32 с.

Укладач канд. техн. наук, доц. Є. Г. Стоянов

Рецензент

В. С. Шмуклер, доктор технічних наук, професор кафедри будівельних конструкцій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

Рекомендовано кафедрою будівельних конструкцій, протокол № 8 від 04 лютого 2019 р.

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Вібраційний процес. Загальні поняття	5
2 Фактори впливу вібрацій на технічні об'єкти і людей.	
Нормування вібрацій	7
3 Методи захисту від впливу вібрацій	8
4 Динамічне гасіння коливань	12
5 Віброізоляція будівельних конструкцій	14
5.1 Загальні поняття. Вимоги до віброізоляції.....	14
5.2 Пружинна віброізоляція	17
5.3 Ресорна віброізоляція	21
5.4 Гумова віброізоляція	22
5.5 Комбінована віброізоляція.....	27
Приклад розрахунку віброізоляції	28
Список рекомендованих джерел	32

ВСТУП

В сучасних умовах боротьба з вібраціями – складна технічна задача, і її успішне розв’язання в значній мірі залежить від правильного формування і оцінки основних факторів, що пов’язані із функціонуванням технічної системи, та, як слідство, з глибоким розумінням фізичної картини вібраційних полів.

Будівництво, як ніяка друга галузь, насичене джерелами збудження вібрацій, а, як слідство, підлегле також впливу негативних факторів.

Забезпечення вібробезпеки у будівництві – важлива задача, що має не тільки соціальне і гігієнічне, але й велике техніко-економічне значення.

Успішне рішення проблеми віброзахисту можливе на основі комплексного системного підходу, що ув’язує питання раціонального, оптимального проектування будівельних машин, процесів, конструктивних елементів будівель і споруд, правильного вибору і використання методів індивідуального захисту від вібрації, ефективного застосування спеціальних інженерних засобів проти вібрації в осередку виникнення та на шляху її розповсюдження.

Дані методичні рекомендації допоможуть проектувати та здійснити весь цикл забезпечення вібробезпеки в будівництві від оцінки рівня вібрації до реалізації найбільш ефективних засобів захисту від неї на будь-якій стадії утворення і готовності об’єктів.

1 ВІБРАЦІЙНИЙ ПРОЦЕС. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ

Коливальні процеси, що мають місце в механічних системах, називають механічними коливаннями, або вібраціями.

Сукупність методів і засобів для вимірювання величин, що характеризують коливання, називають віброметрією, а сукупність методів і засобів для зменшення негативного впливу вібрації на людину, споруду, прилади та механізми – віброзахистом.

При коливаннях діють сили, що за своєю природою розділяють на збурюючи, позиційні та сили тертя (дисипативні сили).

Збурюючи сили – зовнішні сили типу $P(t)$, що є заданими функціями часу і які викликають збурюючи коливання механічних систем, на які вони впливають.

Найбільш розповсюджені в практиці будівництва при вібраціях наступні види збурюючих сил:

- гармонічні збурюючи сили типу $P \sin \omega t$ – в машинах з рівномірно обертаємими роторами (віброплити, вібромайданчики, віброгрохоти та ін.) з гармонічним збуренням коливань;

- періодичні збурюючи сили – в машинах і механізмах з кривошипно-шатунним приводом (вібротрамбовки, віброзанурювачі та ін.);

- періодичні короткочасні імпульси – в імпульсно-вібраційних машинах різного технологічного призначення (штампувальні молоти, копрові пристрої та ін.);

- випадкові збурення – при дії профілю дороги на будівельно-дорожні машини при їх переміщенні, змінні навантаження на ківші машини при копанні та ін.

Позиційні сили визначаються відхиленнями системи від стану рівноваги. Серед позиційних сил особливе значення мають відновлюючи сили, що виникають при відхиленнях системи від стану рівноваги і мають намір повернути її в цей стан.

Найчастіше відновлюючи сили – це сили пружності (пружний опір), що виникають як результат деформування пружних зв'язків механічної системи. Відновлюючи властивості пружного зв'язку визначають пружною характеристикою $F(y)$. В лінійних системах

$$F = Cy, \quad (1)$$

де C – коефіцієнт жорсткості, або статична сила, що викликає одиничне переміщення (Н/м).

У розрахунках коливальних систем замість коефіцієнта жорсткості C використовують обернену величину $\delta = 1/C$ – податливість (м/Н).

Кругова частота власних коливань ω визначається інерційними і масовими властивостями системи

$$\omega = \sqrt{C/m}, \quad (2)$$

де m – маса системи, що має коливання.

Для силового гармонічного збудження при $P(t) = P_0 \sin \theta t$ рух системи для усталеного процесу без затухання коливань описується рівнянням

$$y = \frac{y_{ст}}{1 - \frac{\theta^2}{\omega^2}} \sin \theta t, \quad (3)$$

де $y_{ст}$ – переміщення від статичної дії сили P_0 :

$$y_{ст} = P_0 / C, \quad (4)$$

θ – кругова частота коливань збурення (вимушених коливань).

Амплітуда коливань від сили збурення

$$A = \frac{y_{ст}}{1 - \frac{\theta^2}{\omega^2}} = \mu y_{ст}, \quad (5)$$

де μ – коефіцієнт динамічності:

$$\mu = \frac{1}{1 - \frac{\theta^2}{\omega^2}}. \quad (6)$$

Залежність амплітуди коливань (5) від частоти сили збурення називають амплітудно-частотною характеристикою системи.

При $\omega = \theta$ динамічний коефіцієнт $\mu \rightarrow \infty$, що відповідає стану резонансу.

2 ФАКТОРИ ВПЛИВУ ВІБРАЦІЇ НА ТЕХНІЧНІ ОБ'ЄКТИ ТА ЛЮДЕЙ НОРМУВАННЯ ВІБРАЦІЙ

Допустимий рівень коливань технічних об'єктів (машин, будівель, споруд), що знаходяться під впливом вібрацій, визначають:

- фізіологічним впливом коливань на людей;
- несучою здатністю конструкцій, що коливаються;
- впливом коливань на технологічні процеси;
- необхідністю забезпечення достатньої жорсткості і нормованих значень деформацій при коливанні технічних об'єктів.

Найбільш небезпечні вібраційні впливи для технічних об'єктів.

Знакозмінні напруження, що виникають від вібрацій, викликають накопичення пошкоджень в матеріалі, появу тріщин і руйнування від стомленості.

Вібрації можуть викликати не тільки руйнування, але й відмову машин, приладів і устаткування.

Здатність об'єкту не руйнуватися при вібраціях називають віброміцністю, а здатність нормально функціонувати – вібростійкістю.

Підвищену небезпеку для людей викликає тривала дія вібрації із середніми значеннями частот 16...250 Гц.

Для різних типів вібрації, особливих умов її впливу або при сумісній дії загальної і локальної вібрацій, допустимі значення нормованих параметрів встановлюються технічними умовами.

Вібронебезпечні умови праці повинні бути забезпечені:

- використанням вібронебезпечних машин;
- використанням засобів віброзахисту, що знижують вібрацію на шляху її розповсюдження;
- проектними рішеннями технологічних процесів і виробничих приміщень, що забезпечують гігієнічні норми вібрацій на робочих місцях;

- організаційно-технічними заходами, спрямованими на підтримку експлуатаційного технічного рівня стану машин, що регламентований нормативно-технічною документацією.

При проектуванні технологічних процесів і виробничих будівель та споруд повинні бути:

- вибрані машини з найменшими значеннями параметрів вібраційних характеристик;
- зафіксовані робочі місця (зони), де працівники можуть бути підлеглими впливу вібрації;
- розроблені схеми розміщення машин з утворенням мінімальних рівнів вібрації на робочих місцях;
- вибрані будівельні рішення основ і перекриттів для установки машин, що забезпечують гігієнічні норми вібрацій на робочих місцях;
- вибрані і розраховані необхідні засоби віброзахисту машин або робочих місць операторів, що дозволяють забезпечити гігієнічні норми вібрацій.

В проектно-технологічній документації повинні бути вказані очікувані рівні вібрації на робочих місцях.

Якщо до коливань промислової споруди не висуваються вимоги щодо санітарних норм або технологічних умов, то крім обмеження коливань за несучою здатністю, треба задовольнити вимогам обмеження динамічного прогину.

3 МЕТОДИ ЗАХИСТУ ВІД ВПЛИВУ ВІБРАЦІЙ

Захист людей і технічних об'єктів від негативного впливу вібрацій забезпечують використанням комплексу заходів.

Класифікація заходів і засобів віброзахисту наведена на рисунку 1.

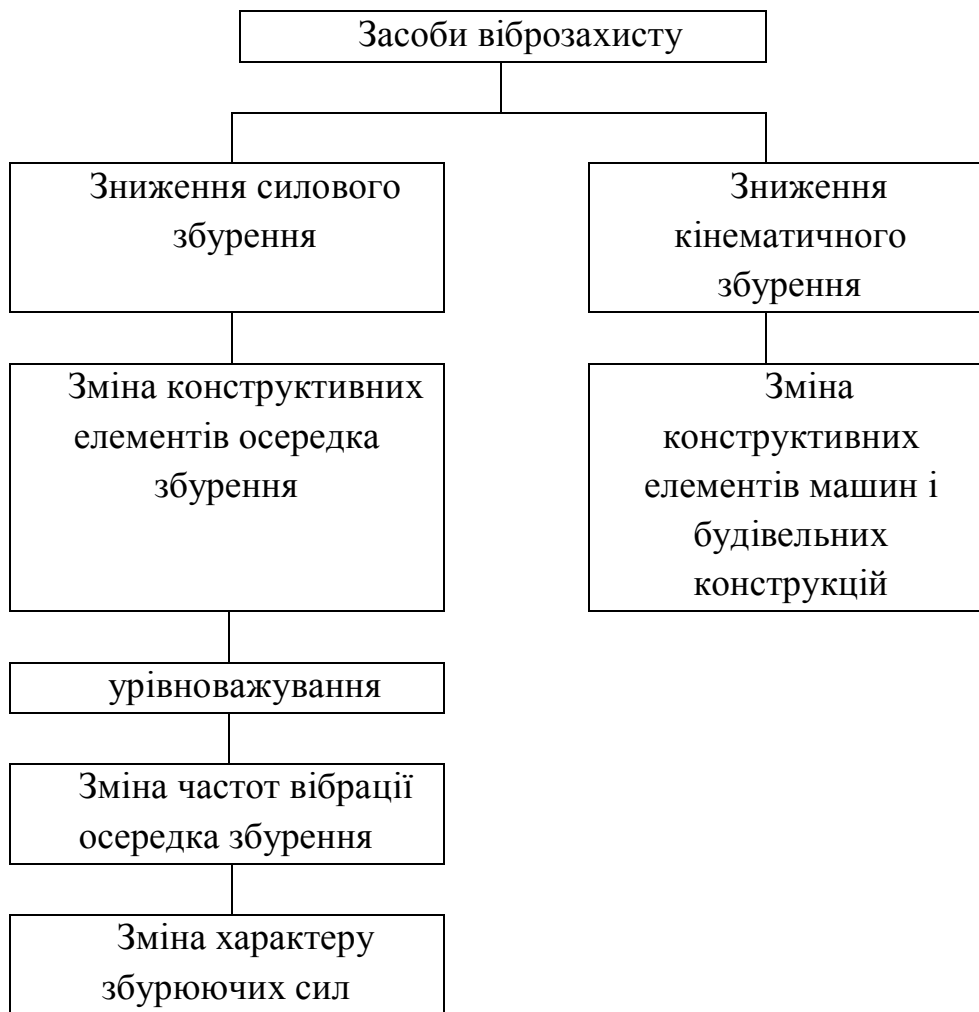


Рисунок 1 – Класифікація засобів віброзахисту

Методи захисту по відношенню до джерела збурення вібрації розподіляються на методи, що знижують параметри вібрації впливом на джерело збудження, та на ті, що знижують параметри вібрації на шляху її розповсюдження.

По виду реалізації і принципу дії для зниження передачі вібрації можуть бути використані наступні методи:

- зниження віброактивності джерела коливань (зменшення рівня механічних впливів від джерела);
- внутрішній віброзахист об'єкта (демпфування) – зміна конструкції об'єкта, при якій задані механічні впливи викликають менш інтенсивне коливання об'єкту, або окремих його частин;

- динамічне гасіння коливань – приєднання до об'єкту додаткової механічної системи (динамічного гасителя коливань), що змінює характер коливань;

- віброізоляція – улаштування між об'єктом і джерелом коливань додаткової системи (віброізоляторів), що захищають об'єкт від механічних впливів від джерела коливань.

Зменшення віброактивності джерела коливань

Віброактивність джерела коливань визначається трьома основними факторами: конструкцією, технологією виготовлення та умовами експлуатації.

Відповідно до цього мають місце конструктивні, технологічні та експлуатаційні способи зниження віброактивності.

Основні конструктивні способи зниження віброактивності наступні:

- встановлення оптимального співвідношення між енергетичними, масовими та габаритними параметрами; ці питання вирішуються на стадії проектування;

- реалізація засобів зменшення сил збурення; найчастіше в будівництві зменшення рівня сил збурення забезпечують зменшенням динамічних реакцій працюючих машин методом урівноваження;

- налагодження віддалення власних частот коливань об'єкта від частот сил збурення;

- раціональна компоновка об'єкта з використанням вузлів із відносно низькими рівнями вібрації, моноблочної компоновки привідних пристроїв, із забезпеченням симетрії системи відносно осі обертання;

- застосування засобів віброізоляції та вібропоглинання; при цьому використовують багатошарові конструкції корпусів машин, спеціальні пристрої із матеріалів, що мають високий декремент затухання (гума, пластмаса, пружні прокладки та ресорні пристрої).

Значне зниження віброактивності машин можливо забезпечити за рахунок удосконалення технології їх виготовлення – підвищення точності обробки і монтажу, використання малOSHумних підшипників, балансування роторів.

В процесі експлуатації приймають засоби забезпечення відповідності режимів роботи специфіці виробництва, що регламентована правилами експлуатації, а також виключають температурні деформації елементів і вузлів, підтримують роботу об'єктів в оптимальному режимі.

Демпфування

Демпфуючі фактори можуть бути зовнішніми і внутрішніми. Зовнішні демпфуючі фактори пов'язують з віброізоляцією та гасінням коливань.

Внутрішні фактори пов'язані з внутрішнім тертям в матеріалі пружних елементів конструкцій.

Для кількісної оцінки інтенсивності демпфування використовують коефіцієнт поглинання ψ , що зв'язаний з логарифмічним декрементом коливань δ і коефіцієнтом втрат η .

Для різних конструкцій коефіцієнти поглинання наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Коефіцієнт поглинання ψ

Вид матеріалів і конструкцій	ψ
Стальні мости	0.02...0.03
Стальні димові труби	0.08...0.16
Залізобетонні балки та рами	0.35...0.48
Залізобетонні ребристі перекриття	0.39...0.78
Панельні перекриття багатоповерхових будинків	0.32...0.60
Залізобетонні безбалкові перекриття	0.39...0.78
Залізобетонні перекриття по сталевих балках	0.36...1.0
Залізобетонні підкранові балки	0.24...0.40
Цегляна кладка	0.19...0.50
Дерев'яні балки	0.16...0.33
Дерев'яні перекриття	0.38...0.47

4 ДИНАМІЧНЕ ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ

Для динамічного гасіння коливань використовують:

- динамічні гасителі – пружинні, маятникові;
- демпфери – пневматичні, в'язкого тертя, сухого тертя, електромагнітні;
- ударні гасителі різних типів;
- обмежники коливань – без затухання або із затуханням, жорсткі та пружні.

Гасителі використовують для гасіння різних видів коливань – поперечних, поздовжніх, крутильних, а також коливань від дії вітрового збудження та ін.

Гаситель коливань – це жорсткий елемент (маса), який приєднаний за допомогою пружного зв'язку до конструкції, що захищається від вібрації.

Маса являє собою, як правило, призматичний або циліндричний сталевий, чавунний або залізобетонний вантаж.

Пружний елемент гасителя виконують у вигляді сталевих пружин або системи пружин, за конструкцією близької до пружинного віброізолятора.

В якості пружних елементів можуть бути гумові та пластмасові деталі, консольні балки, пластини та ін.

Динамічні і ударні гасники доцільно використовувати для високих або довгих в плані гнучких металевих споруд.

Часто гасники використовують для віброзахисту жорстких споруд і фундаментів під машини. Сутність рішень є в тому, що до конструкції фундаменту приєднують бетонну або залізобетонну плиту, яку розташовують на верхньому шарі ґрунту. Приєднані плити можуть бути жорсткими, а сполучення з фундаментом – жорстким, шарнірно-нерухомим, шарнірно-рухомим і пружним.

При приєднанні до основного масиву фундаменту додаткових плит змінюється як загальна маса системи, так і жорсткість пружних зв'язків, що дозволяє уникнути резонансу та підвищити демпфування в системі.

Для зменшення коливань масивних фундаментів приєднані до них плити слід розташовувати поруч із фундаментом, або на деякій відстані від нього.

Ширина приєднаної плити із конструктивних міркувань дорівнює стороні фундаменту; товщину плити приймають 0.2...0.8 м залежно від типу з'єднання, міцності машини і розмірів фундаменту.

Приєднані плити можуть бути розташовані як з однієї, так і з двох сторін фундаменту за напрямком дії динамічного навантаження.

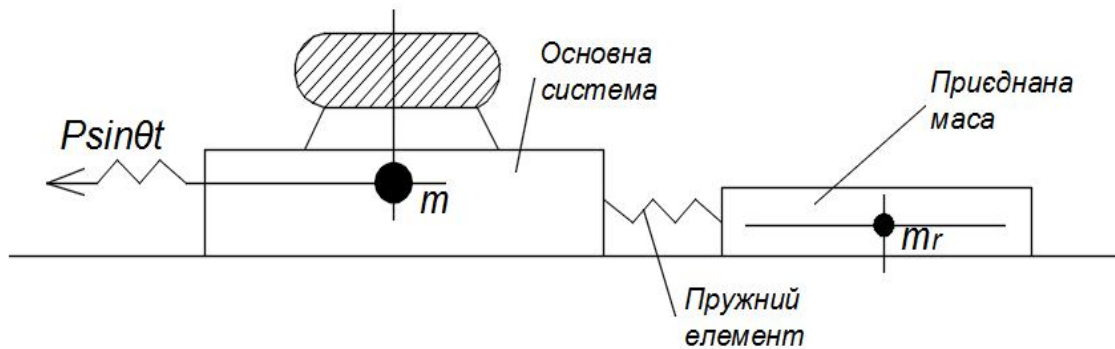


Рисунок 2 – Схема приєднання гасителя коливань

При дії на основну систему (рис. 2) сили збурення $P \sin \theta t$ динамічний коефіцієнт для основної маси m дорівнює

$$\mu = \frac{1 - \beta_r^2}{(1 - \beta_r^2)(1 - \beta^2) - \alpha \beta^2}, \quad (7)$$

де β , β_r – відношення частоти збурення до частоти власних коливань відповідно основної системи і гасителя ($\beta = \theta/\omega$, $\beta_r = \theta/\omega_r$);

α – відношення маси динамічного гасителя до маси основної системи ($\alpha = m_r/m$).

Рекомендовано приймати рівні або близькі за величиною частоти власних коливань основної системи і динамічного гасителя. Динамічний коефіцієнт для основної системи в цьому випадку

$$\mu = \frac{1 - \beta^2}{(1 - \beta^2)^2 - \alpha \beta^2}. \quad (8)$$

Для повного гасіння коливань основної системи частота власних коливань динамічного гасителя повинна дорівнювати частоті збурення (умова антирезонансу).

При вирішенні практичних задач потрібно підібрати динамічний гаситель визначеної маси, розмірів, матеріалу і спосіб його приєднання до основної системи. Рациональною є маса гасителя з $\alpha \leq 0.4$.

В практичних розрахунках в першому наближенні приймають $\beta = \beta_r$ і за (8) при різних значеннях α ($\alpha = 0 \dots 0.4$) визначають динамічний коефіцієнт μ .

При $\alpha = 0$ динамічний гаситель відсутній, при $\beta = 1$ забезпечується повне гасіння коливань.

Використання динамічних гасителів у вигляді приєднаної маси ефективно при $\beta = 0.85 \dots 1.25$, коли динамічний коефіцієнт $\mu \leq 2$.

Для заданого співвідношення частоти збурення до частоти власних коливань основної системи приймають таке значення приєднаної маси гасителя, яке забезпечує потрібне значення динамічного коефіцієнту μ .

5 ВІБРОІЗОЛЯЦІЯ БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ

5.1 Загальні положення та вимоги до віброізоляції

Віброізоляцію розділяють на силову (активну) і кінематичну (пасивну). Якщо віброізоляцію використовують з метою зменшення впливу на основу від джерела збуднику коливань, то її називають силовою. Якщо об'єкт віброізолюють від коливань конструкцій, що його підтримують, то віброізоляцію називають кінематичною.

Можливі конструктивні схеми віброізоляції показані на рисунку 3.

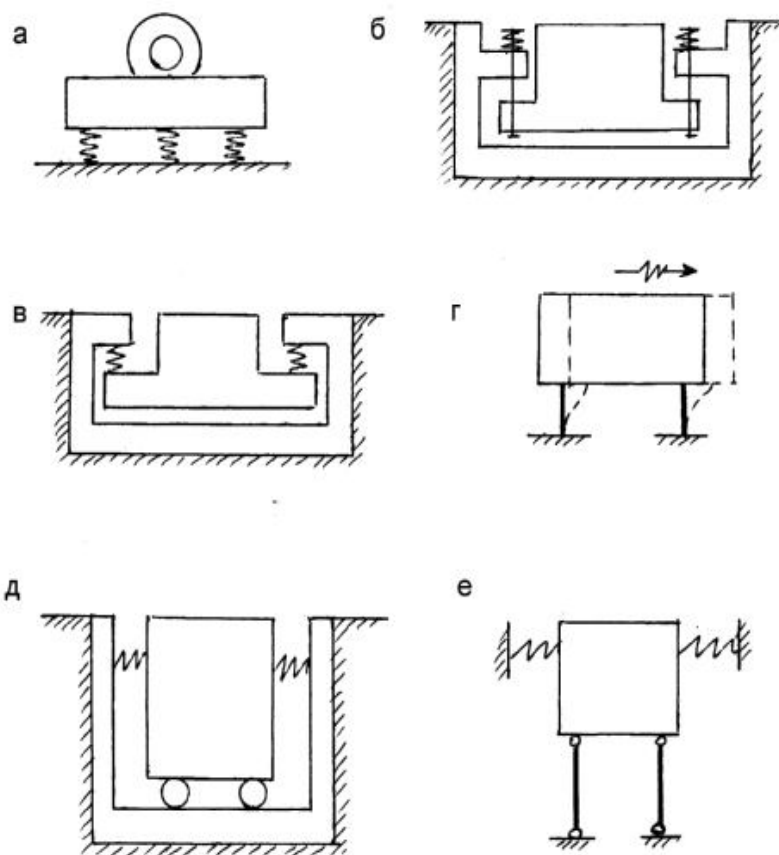


Рисунок 3 – Схеми віброізоляції

- а – опорний варіант;
- б – підвісний варіант;
- в – підвісний варіант з розтягнутими пружинами;
- г – варіант із згинальними стрижнями;
- д – варіант з катками;
- е – схема астатичного маятника

Найширше зазвичай використовують моделювання віброізовованого об'єкту як системи з одним ступенем свободи при гармонічних коливаннях самого об'єкту або його основи.

Ефективність віброізоляції оцінюють коефіцієнтом передачі μ .

При силовій віброізоляції

$$\mu = P_{\text{осн. max}} / P_{\text{маш. max}}, \quad (9)$$

де $P_{\text{осн. max}}$ – амплітуда сили, що передається на основу через віброізолятори;

$P_{\text{маш. max}}$ – амплітуда сили збурення.

При кінематичній віброізоляції

$$\mu = y_{\text{маш.тах}} / y_{\text{осн.тах}}, \quad (10)$$

де $y_{\text{маш.тах}}$ – амплітуда переміщення віброізолюваної машини;

$y_{\text{осн.тах}}$ – амплітуда переміщення основи (системи).

Для обох випадків коефіцієнт μ визначають за формулою

$$\mu = \frac{1}{\alpha^2 - 1}, \quad (11)$$

де $\alpha = \theta/\omega$;

θ – частота вимушених коливань від джерела збурення;

ω – частота власних коливань віброізолюваного об'єкту.

Для проектування і розрахунку силової віброізоляції машини з гармонічними силами збурення необхідні наступні дані:

- креслення або ескізи об'єкту, що віброізолюють, з положенням отворів для анкерних болтів;
- маса об'єкту;
- положення центру ваги об'єкту, що віброізолюють;
- характеристики підводок і місця їх приєднання до машини;
- креслення конструкції, що підтримує машину, та її характеристики (якщо ця конструкція розташовується безпосередньо на ґрунті, необхідні фізико-механічні характеристики ґрунту, рівень ґрунтової води та ін.);
- міцність електричного двигуна;
- число обертів електродвигуна або кількість ходів в одиницю часу машин із зворотно-поступальними рухомими частинами;
- величини сил збурення і моментів, їх напрямки і точки прикладення;
- допустимі динамічні навантаження та допустимі амплітуди коливань самої машини в робочому та перехідному режимах.

При силовій віброізоляції амплітуди вимушених коливань машин з гармонічною силою збудження залежать від її маси m і моментів інерції; тому, перед усім, визначають достатність цих величин при даних впливах

збурення, а також можливість їх збільшення, наприклад, установкою машини на жорсткий постамент, що спирається на віброізолятори.

Загальну жорсткість віброізоляторів визначають з таким розрахунком, щоб забезпечити необхідні частоти коливань об'єкту, що віброізольовують.

Головною характеристикою є жорсткість віброізоляторів у вертикальному напрямку.

Ефективність віброізоляції тим вище, чим більші співвідношення

$$\theta_z / \omega_z > 4; \quad \theta_i / \omega_i > 2,5, \quad (12)$$

де θ_z, θ_i – частоти вимушених коливань відповідно у вертикальному та інших напрямках;

ω_z, ω_i – частоти власних коливань віброізольованого об'єкту відповідно у вертикальному і інших напрямках.

Загальна вертикальна жорсткість віброізоляції

$$K_z = m\omega_z^2, \quad (13)$$

загальні (сумарні) жорсткості віброізоляції для решти напрямків

$$K_x = m\omega_x^2, \quad K_y = m\omega_y^2, \\ K_{\varphi x} = I_x\omega_{\varphi x}^2, \quad K_{\varphi y} = I_y\omega_{\varphi y}^2, \quad K_{\varphi z} = I_z\omega_{\varphi z}^2, \quad (14)$$

де I_x, I_y, I_z – моменти інерції маси відносно осей X, Y, Z .

Віброізолятори можуть бути

- пружинними;
- ресорного типу;
- гумовими;
- комбінованими;
- демпферами в'язкого тертя.

5.2 Пружинні віброізолятори

Для улаштування пружинної віброізоляції використовують одиничні циліндричні пружини, або складні (концентричні) пружини стиску. При необхідності з декількох пружин формують блоки-віброізолятори (рис. 4).

Кількість пружин для віброізоляції об'єкту вибирають за умови їх раціонального розміщення.

Загальна жорсткість усіх пружинних віброізоляторів у вертикальному напрямку повинна бути

$$\Sigma K_z \leq 0,25 m \theta_z^2, \quad (15)$$

жорсткість однієї пружини

$$K_z = \Sigma K_z / n, \quad (16)$$

де n – кількість пружинних віброізоляторів.



Рисунок 4 – Пружинні віброізолятори

За величиною K_z вибирають марку віброізолятора.

Пружинні віброізолятори виготовляють із сталених витих пружин. У паспортних даних вказують робоче (P) і (або) максимальне навантаження (P_{max}) на віброізолятор і для багатьох віброізоляторів їх сумарну жорсткість в поздовжньому напрямку K_z .

Основні види стандартних пружинних віброізоляторів, що застосовують в будівельній практиці, наведені в таблицях 2, 3, 4.

Таблиця 2 – Види стандартних пружинних віброізоляторів вітчизняного виробництва

Марка	Розміри, мм			P_{max} , кН	K_z , кН/см
	Довжина L	Ширина B	Висота H		
ВП-1	480	400	310	94.0	11.42
ВП-2	500	200	222	114.0	38.4
ВП-3	260	180	197	8.0	0.88
ВП-4	380	300	406	27.0	1.74
ВП-5	320	240	270	31.1	4.12
ВП-6	380	300	286	43.7	5.7
ВП-7	460	380	406	44.0	2.83
ДО-38	100	60	72	0.152	0.045
ДО-39	110	70	92.5	0.273	0.061
ДО-40	130	90	113	0.424	0.081
ДО-41	130	90	129	0.674	0.124
ДО-42	150	110	170	1.177	0.165
ДО-43	160	120	192	2.06	0.294
ДО-44	180	140	226	3.98	0.357
ДО-45	220	170	281	4.66	0.442

Таблиця 3 – Технічні дані пружинних віброізоляторів «ЄВРО», що застосовуються в Україні

Марка	Аналог	Висота, мм	P_{max} , кН
MNDDZb2	ДО-38	56	0.19
MNDDZb8	ДО-39	56	0.33
MNDDZr5	ДО-42	86	1.16
MNDDXb9	ДО-43	98	1.98

Таблиця 4 – Технічні дані пружинних віброізоляторів закордонних виробників

Марка	L, мм	B, мм	H, мм	P_{max} , кН
Vibrofix Spring SD (Німеччина)				
SD-1...SD-9	155	75	104	0.123...3.8 3
TBM PLUS (Іспанія)				
TBM PLUS (G,V,A,R)	130	80	88	0.4...2.4
CSM (Іспанія)				
CSM-15...CSM-75	Діаметр D = 27 мм		75	0.15...2.40
BM, BM-R, BM-RE (Іспанія), блок - 4 пружини				
BM-80R/80...200	112	80	67	0.80...2.00
BM-100R/150...500	140	100	81	1.80...5.00

При відсутності паспортних даних жорсткість пружини в поздовжньому напрямку визначають за формулою

$$K_z = \frac{Gd}{8c^2i}, \quad (17)$$

де G – модуль зсуву, що дорівнює $7.85 \cdot 10^4$ МПа;

d – діаметр прутка, см;

D – діаметр пружини по середній лінії;

i – кількість робочих витків пружини.

У практиці рекомендовано приймати $D = (4...10)d$.

Повна кількість витків пружини $i_1 = i + i_2$,

де i_2 – кількість «мертвих» витків, яку приймають:

$$i_2 = 1.5 \text{ при } i \leq 7; \quad i_2 = 2.5 \text{ при } i > 7.$$

Жорсткість пружини в поперечному напрямку $K_x = K_y$ визначають за графіком (рис. 5) залежно від жорсткості K_z і величини осідання пружини під навантаженням λ .

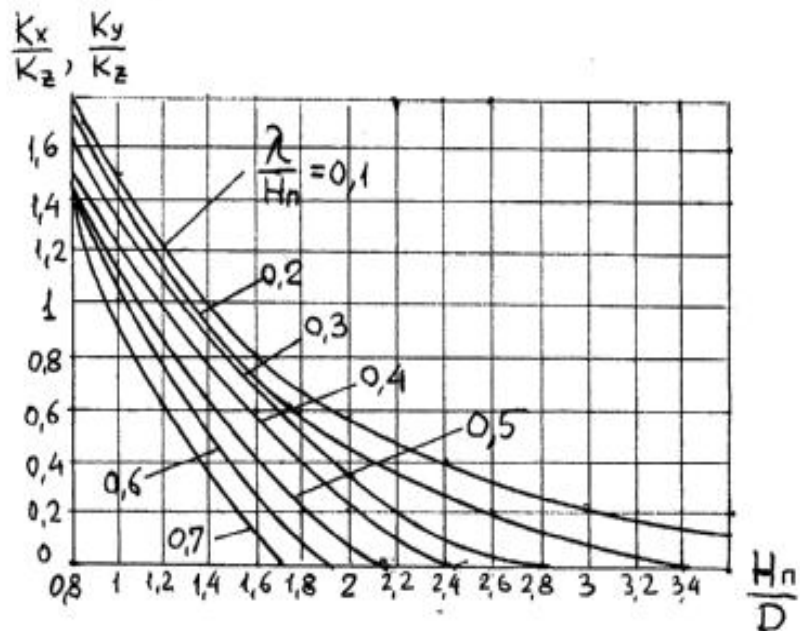


Рисунок 5 – Графік для визначення поперечної жорсткості пружин
 H_n – висота пружини під навантаженням P ;
 λ – статичний прогин під навантаженням;
 K_z – вертикальна жорсткість пружини

5.3 Ресорні віброізолятори

При розрахунку ресорних віброізоляторів вихідними параметрами є їх жорсткість та відносне переміщення елементів, які поєднуються ресорами.

Для пластинчастих (рис. 6) і стрижневих (торсіонних) ресор (рис. 7) згинальну жорсткість визначають в площині, що перпендикулярна їх поздовжній осі.

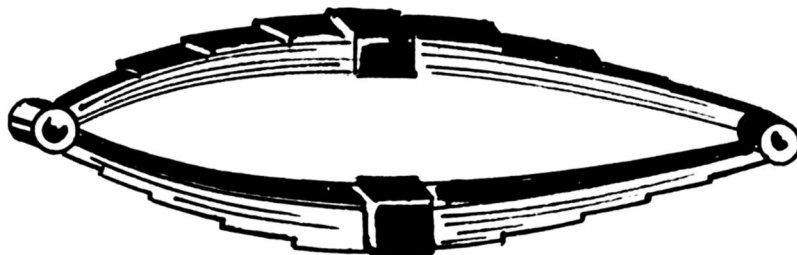


Рисунок 6 – Пластинчаста еліптична ресора

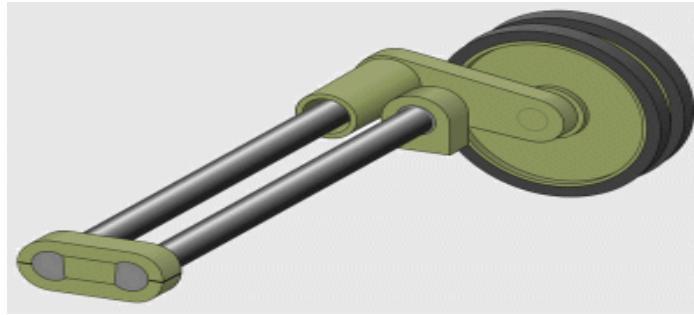


Рисунок 7 – Торсіонна ресора

Торсіонні ресори, в основному, застосовують для гасіння крутих коливань.

Необхідну жорсткість ресори забезпечують використанням декількох паралельно працюючих пластин, а їх сумарна жорсткість дорівнює сумі жорсткостей пластин.

Пластини встановлюють таким чином, що їх кінці не повертаються, а тільки зміщуються один відносно другого.

5.4 Гумові віброізолятори

Гумові віброізолятори (рис. 8) доцільно використовувати, якщо необхідно підвищити затухання власних коливань або зменшити амплітуди резонансних коливань в перехідних режимах.



Рисунок 8 – Гумові віброізолятори

При збільшенні відношення поперечного розміру гумового віброізолятора до висоти його робоча висота різко зменшується і відповідно підвищується його жорсткість.

Не рекомендується застосовувати гумові віброізолятори, в яких повна висота менше, ніж чверть поперечного розміру.

Широкі гумові прокладки невеликої висоти повинні мати перфорацію або ребристу поверхню (рис. 9).



Рисунок 9 – Гумовий віброізолятор з перфорацією

Поздовжнє навантаження викликає великі поперечні деформації гумового віброізолятора (коефіцієнт Пуассона $\nu = 0.5$). Цим деформаціям перешкоджають сили тертя на опорних поверхнях, і, як результат цього, модуль пружності на стиск збільшується у порівнянні з модулем пружності на розтяг, тому в розрахунку приймають деякий умовний модуль пружності E^I , що для елементів з більш-менш порівнюваними розмірами за висотою і поперечним перерізом дорівнює п'ятикратній величині модулю зсуву G .

Для гумового віброізолятора жорсткість при статичному і динамічному навантаженнях різні, і в розрахунках вводять динамічний модуль пружності гуму на стиск E_d , який більше статичного модулю $E_{ст}$.

В паспортах і каталогах не наводять значень E_d та $E_{ст}$, тому для оцінки гуму використовують залежність модулів від її твердості (рис. 10), що вказується в технічних характеристиках гуму (в одиницях Шору або в міжнародних одиницях IRHD).

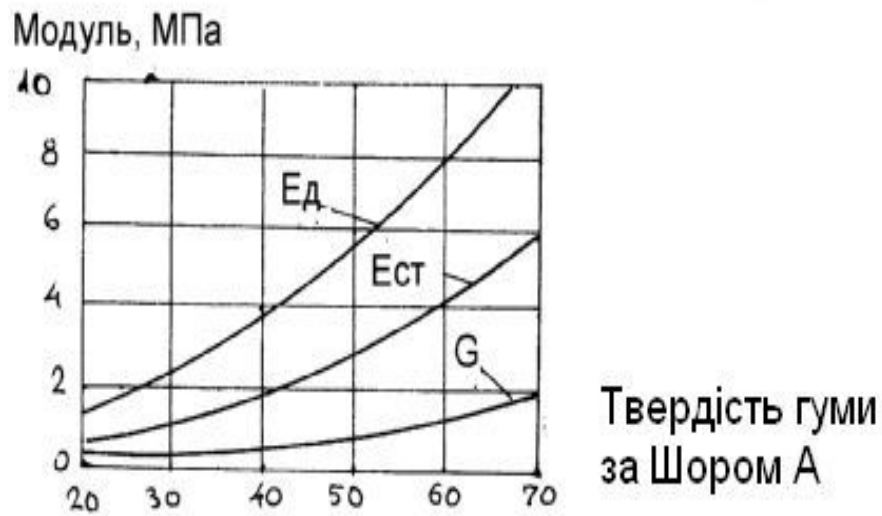


Рисунок 10 – Залежність модулів пружності гуму при стиску від числа твердості

Значення фізико-механічних показників розповсюджених марок гуму, що застосовують для віброізоляції, наведені в таблиці 5.

В таблиці 6 наведені технічні характеристики гумових віброізоляторів, що застосовують у вітчизняній та закордонній практиці.

Таблиця 5 – Фізико-механічні показники гуму для віброізоляторів

Марка гуму	Тип гуму	Твердість	
		О д. Шор у	Од. IRHD
Б-01	Ізопрен.каучук + бутадієн. каучук	65	–
7-В-14	Бутадієн-нітрильний каучук	75	75
7-НО-68-1	Хлоропрен.каучук + бутадієн-нітрильний каучук	60	60
21-119	Ізопрен.каучук + бутадієн.каучук	65	70
7-120	Натуральний каучук	70	70
7-Кз-135	Ізопрен.каучук + бутадієн.каучук	65	70
7-Я-326	Ізопрен.каучук + бутадієн.каучук	55	65
7-60-329	Ізопrenoвий каучук	70	75
7-57-1003	Натуральний каучук + ізопrenoвий каучук	–	55
ИРП-1224	Натуральний каучук	50	–
7-ИРП-1269	Бутадієн-нітрильний каучук	80	80
7-ИРП-1315	Ізопrenoвий каучук	65	70
ИРП-1332	Бутадієн-метілстірольний каучук + бутад.каучук	60	–
7-ИРП-1346	Ізопrenoвий каучук + бутадієновий каучук	45	45
7-ИРП-1352	Бутадієн-нітрильний каучук	55	55
7-51-1562	Ізопrenoвий каучук	35	35
51-1745	Ізопrenoвий каучук + бутадієновий каучук	53	–
7-1847	Натуральний каучук	40	40
7-57-2002	Ізопrenoвий каучук + бутадієн-метілстірольний каучук	–	45
7-57-2003	Ізопrenoвий каучук	–	50
7-57-2004	Ізопrenoвий каучук + бутадієновий каучук	–	70
7-2462	Натуральний каучук	65	70
60-2675	Бутадієн-метілстірольний каучук + бутадієн.каучук	55	55
7-2959	Натуральний каучук	50	55
7-51-3029	Бутадієн-нітрильний каучук	80	80
7-3063	Хлоропrenoвий каучук	55	55
7-3311	Натуральний каучук	35	40
7-3703	Натуральний каучук	70	70
7-3825	Бутадієн-нітрильний каучук	85	80
7-4004	Бутадієн-нітрильний каучук	80	80
7-4161	Бутадієн-нітрильний каучук	45	50
7-4355	Натуральний каучук	55	55
7-4908	Хлоропrenoвий каучук + бутадієн-метілстір.каучук	45	50
7-4985	Натуральний каучук	65	–
7-57-6002	Бутадієн-метілстір.каучук + ізопрен.каучук	–	55
6429	Бутадієн-метілстірольний каучук	55	55
7-6620	Ізопрен.каучук + бутадієн.каучук	55	55
7-Я-7012	Натуральний каучук + хлоропrenoвий каучук	60	60
7-8190	Бутадієн-нітрильний каучук	60	60
13304	Бутадієн-метілстірольний каучук	50	50

Таблиця 6 – Технічні характеристики гумових віброізоляторів

Марка	Розміри, мм				Тверд., один. Шору	P_{max} , кН	K_z , кН/м
	Довж., L	Шир. В	Висота Н	Діаметр D			
AVITEQ (Росія)							
BP201	—	—	80	100	—	0.25	25
BP202						0.5	50
BP203						1.0	100
GPD	—		15...55	15...150	45...65	0,02...0,80	34...1085
SENROR (Іспанія)							
BF-25...BF-60			30	39.5		0.25...0.6	
CRG-10	80	48	14	—	—	0,1	-
CRV-20						0,2	
CRA-30						0,3	
CRR-50						0,5	
ACH-200V	80	80	40	—	—	2,0	-
ACH-400A						4,0	
ACV-200V						2,0	
ACV-400A						4,0	
BI, BIR	80	80	48	—	—	2,0...4,0	
BIE, BIRE						2,0...4,0	
VIBRONA (Німеччина)							
RADIAFLEX	—	—	8...80	10...100	—	0,12...0,6	
Diabolo	—	—	14...76	12,5...95	—	0,03...4,0	

Жорсткість гумового віброізолятора при поздовжньому стиску визначають за формулою

$$K_z = \frac{AE_d}{H - a/8}, \quad (18)$$

де A – площа поперечного перерізу віброізолятора, см^2

E_d – Динамічний модуль пружності гуми на стиск (рис.10);

H – висота віброізолятора, см ;

a – поперечний розмір віброізолятора (діаметр або сторона квадрату), см .

При цьому повинна виконуватись умова

$$H/a \leq 1.1. \quad (19)$$

Жорсткість віброізолятора в поперечних напрямках визначають за формулою

$$K_x = K_y = AG / H. \quad (20)$$

5.5 Комбінована віброізоляція

Комбіновані (пружинно-гумові) віброізолятори складаються зі сталевих пружин та гумових елементів і застосовуються, коли затушення при наявності тільки сталевих пружин недостатнє.

Комбіновані віброізолятори виконують у вигляді «кущів» із пружин та гумових елементів або окремих пружин і гумових елементів, що встановлюють під агрегатом.

Можливе послідовне або паралельне розташування пружин та гумових елементів (рис. 11).



Рисунок 11 – Послідовне та паралельне розташування віброізоляторів

З конструктивних міркувань паралельне поєднання пружин і гумових елементів більш переважне; при цьому покращується стійкість віброізоляторів і зменшується рівень статичного навантаження на гумові елементи.

В комбінованих віброізоляторах статичне осідання гумових елементів при паралельному поєднанні зі стальними пружинами повинне бути більше, ніж максимальна амплітуда коливань об'єкта, що ізолюють.

Розрахункова висота гумових елементів, як правило, менша, ніж висота пружин, тому гумові елементи встановлюють на спеціальні підставки.

Для важких машин можливо застосовувати пружинно-пластмасові віброізолятори, які іконують у вигляді стальної пружини, в осередку якої розміщений пластмасовий циліндр, або у вигляді комплекту несучих сталених пружин, що розміщені в гніздах полімерного блоку.

При комбінованій віброізоляції її загальна вертикальна жорсткість

$$\Sigma K_z = \Sigma K_{z \text{ пруж.}} + \Sigma K_{z \text{ гум.}}$$

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ

Розрахувати активну пружинну віброізоляцію під електродвигун. Вага електродвигуна $Q_0 = 2$ кН, швидкість обертання ротора $n = 1400$ об/хв. Відцентрова сила $P = 1$ кН. Дані для розрахунку наведені на рисунку 12.

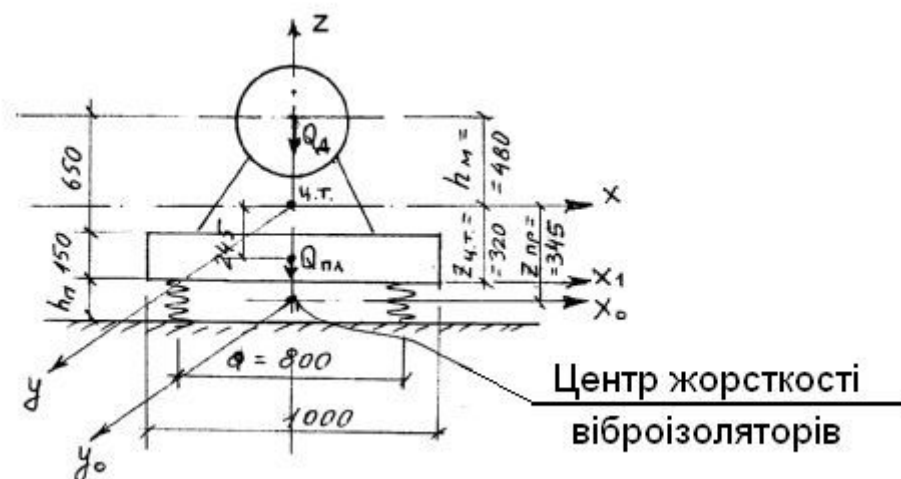


Рисунок 12 – Дані для розрахунку

Вага залізобетонної плити

$$Q_{пл} = 1 \cdot 1 \cdot 0.15 \cdot 25 = 3,75 \text{ кН.}$$

Загальна вага всієї установки

$$Q = Q_{пл} + Q_0 = 3,75 + 2 = 5,75 \text{ кН.}$$

Положення центру ваги установки відносно осі X_I :

$$z_{ц.в.} = (3,75 \cdot 0,075 + 2 \cdot 0,8) / 5,75 = 0,32 \text{ м; } h_M = 0,8 - 0,32 = 0,48 \text{ м.}$$

Маса всієї установки

$$m = Q/g = 5,75 / 9,81 = 0,59 \text{ кН} \cdot \text{с}^2/\text{м};$$

момент інерції маси установки відносно центральної осі Y :

$$I = (2 \cdot 0,48^2 + 3,75 \cdot 0,245^2) / 9,81 = 0,07 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

Кругова частота вимушених коливань

$$\theta = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 1400 / 30 = 147 \text{ 1/с.}$$

Амплітуда сили збурення $P_z = P_x = 1 \text{ кН}$ (за вихідними даними).

За умови $\alpha_z = \theta / \omega_z \geq 4$ визначаємо

$$\omega_z \leq \theta / 4 = 147 / 4 = 37 \text{ 1/с.}$$

Приймаємо частоту вертикальних коливань віброізовьованого об'єкта (основи) $\omega_z = 35 \text{ 1/с.}$

$$\alpha_z = \theta / \omega_z = 147/35 = 4,2.$$

Коефіцієнт передачі (коефіцієнт віброізоляції) μ

$$\mu = 1 / (\alpha_z^2 - 1) = 1 / (4,2^2 - 1) = 0,06.$$

Таким чином, на основу буде передане зусилля, що дорівнюватиме 6 % від зусилля збурення.

Необхідна сумарна жорсткість віброізоляторів

$$\sum K_z = m \omega_z^2 = 0,59 \cdot 35^2 = 723 \text{ кН/м.}$$

Приймаємо чотири пружини; жорсткість однієї пружини $K_z = 723/4 = 181 \text{ кН/м.}$

Пружину виготовляємо з прутку $d = 1 \text{ см.}$

Середній діаметр пружини приймаємо $D = 6d = 6 \text{ см;}$ при цьому співвідношення $c = D/d = 6; c^3 = 216.$

Розрахункова (робоча) кількість витків пружини

$$i = Gd / 8c^3 \cdot K_z = 7,85 \cdot 10^7 \cdot 0,01 / 8 \cdot 216 \cdot 181 = 2,5 \text{ витка.}$$

Повна кількість витків пружини

$$i_l = I + i_2 = 2,5 + 1,5 = 4.$$

Осідання пружини під повним навантаженням

$$\lambda = (Q + P_z) / \sum k_z = (5,75 + 1) / 723 = 0,0093 \text{ м} = 0,93 \text{ см.}$$

Висота максимально стиснутої пружини

$$H = (i_l - 0,5)d = (4 - 0,5) \cdot 1 = 3,5 \text{ см;}$$

висота пружини без навантаження

$$H_0 = H + i(h - d) ,$$

де h – крок витків, який звичайно приймають $h = D/4 \dots D/2 = 1,5 \dots 3 \text{ см.}$

Приймаємо $h = 2 \text{ см.}$ Тоді $H_0 = 3,5 + 2,5(2 - 1) = 6 \text{ см.}$

Висота пружини під навантаженням

$$H_n = H_0 - \lambda = 6 - 0,93 = 5,07 \text{ см.}$$

$$H_n / D = 5,07 / 6 = 0,845, \quad \lambda / H_n = 0,93 / 5,07 = 0,183.$$

За графіком (рис. 8.2) визначаємо жорсткість пружини уздовж осі X :

$$K_x = 1,6K_z = 1,6 \cdot 181 = 290 \text{ кН/м.}$$

частота коливань

$$\omega_x = \sqrt{\frac{\sum k_x}{m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 290}{0,59}} = 44,3 \text{ 1/с,}$$

$$\alpha_x = \theta / \omega_x = 147 / 44,3 = 3,32 > 2,5.$$

Приймаємо симетричне розташування пружин з відстанню між ними $a = 0,8 \text{ м.}$

Центр жорсткості пружин буде на висоті

$$z_{np} = z_{ц.м.} + H_n / 2 = 0,32 + 0,0507/2 = 0,345 \text{ м.}$$

Кутова жорсткість пружин

$$K_\varphi = \sum K_x \cdot z_{np}^2 + \sum K_z (a/2)^2 = 4 \cdot 290 \cdot 0,345^2 + 723 \cdot 0,4^2 = 254 \text{ кНм.}$$

Момент інерції маси установки відносно осі Y_0 :

$$I_0 = I + Qz_{np}^2 / g = 0,07 + 5,75 \cdot 0,345^2 / 9,81 = 0,14 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

$$\gamma = I / I_0 = 0,07 / 0,14 = 0,5.$$

Частота кутових коливань

$$\omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{k_{\varphi} - Q_{\text{зпр}}}{I_0}} = \sqrt{\frac{254 - 5.75 \cdot 0.345}{0.14}} = 42,4 \text{ 1/с};$$

$$\alpha_{\varphi} = \theta / \omega_{\varphi} = 147 / 42,4 = 3,47 > 2,5.$$

Перша частота згинально-обертаючих коливань

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \sqrt{\frac{1}{2\gamma} \left[\omega_x^2 + \omega_{\varphi}^2 - \sqrt{(\omega_x^2 + \omega_{\varphi}^2)^2 - 4\gamma\omega_x^2\omega_{\varphi}^2} \right]} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{2 \cdot 0.5} \left[44.3^2 + 42.4^2 - \sqrt{(44.3^2 + 42.4^2)^2 - 4 \cdot 0.5 \cdot 44.3^2 \cdot 42.4^2} \right]} = \\ &= 33,11/\text{с}. \end{aligned}$$

$$\alpha_1 = \frac{\theta}{\omega_1} = \frac{147}{33.1} = 4,43 > 2,5.$$

Всі вимоги віброізоляції виконуються.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1968. – 600 с.
2. Динамический расчет зданий и сооружений. Справочник проектировщика / [Под ред. Б. Г. Коренева]. – М. : Стройиздат, 1984. – 215 с.
3. Новак С. М. Защита от вибрации и шума в строительстве / С. М. Новак, А.С. Логвинец. – Киев : Будівельник, 1990. – 180 с.
4. Прочность, устойчивость, колебания : справочник / [Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко]. – М. : Машиностроение, 1968, – Т.3. – 567 с.
5. Фундаменты машин с динамическими нагрузками : СНиП 2.02.05 – 87. – Введен 1988 – 07 – 01]. – М. : Стройиздат, 1988. – 35 с.
6. Швец Н. С. Конструктивные способы снижения вибраций фундаментов машин с динамическими нагрузками / Н. С. Швец, В. Л. Седин, Ю. А. Киричек. – М. : Стройиздат, 1987. – 152 с.
7. Гитман Ф. М. Проектирование фундаментов машин и конструкций с динамическими нагрузками / Ф. М. Гитман. – Киев : Будівельник, 1980. – 142 с.
8. Стоянов Е. Г. Определение параметров динамического гасителя колебаний / Е. Г. Стоянов, Е. О. Белоус // Комунальне господарство міст; Харків : ХНАМГ, 2012. – № 103. – С. 88–91.
9. Стоянов Є. Г. Динаміка будівельних конструкцій: Конспект лекцій для студентів спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія / – Є. Г. Стоянов. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2015. – 96 с.

Виробничо-практичне видання

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання розділу

«Розрахунково-конструктивна частина» магістерських робіт

«ВІБРОЗАХИСТ БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ»

*(для студентів усіх форм навчання спеціальності
192 – Будівництво та цивільна інженерія)*

Укладач **СТОЯНОВ** Євгеній Геннадійович

Відповідальний за випуск *В. С. Шмуклер*

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання І. В. Волосожарова

План 2019, поз. 2 М

Підп. до друку 05.03.2019. Формат 60 x 84/16.

Друк на ризографі Ум.-друк. арк. 1,2

Тираж 50 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи :

ДК № 5328 від 11.04.2017.